

УДК 62-59 (088.8)

## ДИНАМІКА ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ НАСОСА З КОМПЕНСАТОРОМ

Б.Д. Малько, Д.Р. Яцків

ІФНТУНГ, вул. Карпатська, 15, Івано-Франківськ, 76019, тел. (03422) 42342

Рассматривается движение жидкости на выходе из поршневого насоса с учетом работы пневмокомпенсатора. Получены условия пульсаций давления в напорной линии и выбора параметров компенсатора

There has been considered the liquid movement at the outlet of displacement pump including the work of pneumocompensator. There have been received the conditions of smoothing of pressure loping in the downstream line and selection of compensator parameters.

В роботі [1] розглядалась робота поршневого насоса з безінерційним компенсатором, де не враховувалась маса рідини в компенсаторі. Тепер розглянемо схему насоса з врахуванням маси рідини  $m_2$  в компенсаторі (рис. 1.). Запишемо рівняння руху мас

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 &= c_1(S_1 - x_1) - c_2 x_2 \\ m_p \ddot{x}_4 &= c_3(x_3 - x_4) - F_p \end{aligned} \right\}. \quad (1)$$

З умови нерозривності потоку і тиску у вузловій точці А маємо

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x_2 + x_3 \\ c_1(S_1 - x_1) &= c_3(x_3 - x_4) \end{aligned} \right\}. \quad (2)$$

Тут всі розрахункові параметри зведені до поршня насоса:  $m_2$  – маса рідини в компенсаторі;  $m_p$  – маса рідини в напірній лінії;  $c_1$  – жорсткість ділянки трубопроводу з рідиною між поршнем і компенсатором;  $c_2$  – жорсткість компенсатора;  $c_3$  – жорсткість рідини в напірній лінії;  $F_p$  – сила тиску в напірній лінії;  $S_1$  – закон руху поршня;  $x_1, x_2, x_3, x_4$  – зведені переміщення рідини.

Використовуючи умови (2) розподілимо змінні в системі (1) і одержимо два незалежних рівняння

$$\begin{aligned} \ddot{x}_2 + \left[ \frac{(m_2 + m_p)c_1 c_3}{m_2 m_p (c_1 + c_3)} + \frac{c_2}{m_2} \right] \ddot{x}_2 + \frac{c_1 c_2 c_3}{m_2 m_p (c_1 + c_3)} x_2 &= \\ = \frac{c_1(2c_1 + c_3)}{m_2(c_1 + c_3)} \ddot{S}_1 + \frac{c_1 c_3}{m_2 m_p (c_1 + c_3)} F_p \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \ddot{x}_4 + \left[ \frac{(m_2 + m_p)c_1 c_3}{m_2 m_p (c_1 + c_3)} + \frac{c_2}{m_2} \right] \ddot{x}_4 + \frac{c_1 c_2 c_3}{m_2 m_p (c_1 + c_3)} x_4 &= \\ = \frac{c_1 c_2 (2c_1 + c_3)}{m_2 m_p (c_1 + c_3)} S_1 + \frac{c_1(2c_1 + c_3)}{m_p (c_1 + c_3)} \ddot{S}_1 - \\ - \left[ \frac{c_1 c_3}{m_2 m_p (c_1 + c_3)} + \frac{c_2}{m_2 m_p} \right] F_p - \frac{1}{m_p} \ddot{F}_p. \end{aligned} \quad (4)$$

Перейдемо від переміщень до швидкостей. Диференціюємо (3), (4) і запишемо рівняння в загальній формі

$$\ddot{V}_2 + a_{21}\ddot{V}_2 + a_{22}V_2 = b_{21}\ddot{V}_1 + b_{22}\dot{F}_p. \quad (5)$$

$$\ddot{V}_4 + a_{41}\ddot{V}_4 + a_{42}V_4 = b_{41}\ddot{V}_1 + b_{42}V_1 - b_{43}\dot{F}_p - b_{44}\ddot{F}_p. \quad (6)$$

Тут коефіцієнти  $a_{ij}$ ,  $b_{ij}$  визначаються з рівнянь (3), (4).

Користуючись цією ж розрахунковою схемою, розглянемо два часткові випадки:

а) – компенсатор розташований безпосередньо біля насоса;

б) – компенсатор віддалений від насоса.

Першому випадку відповідає умова  $c_1 = \infty$ . Тоді рівняння руху набуватимуть вигляду

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 &= c_3(x_3 - x_4) - c_2 x_2 \\ m_p \ddot{x}_4 &= c_3(x_3 - x_4) - F_p \end{aligned} \right\}. \quad (7)$$

З умов (2) залишиться тільки одна

$$S_1 = x_2 + x_3. \quad (8)$$

Здійснивши нескладні перетворення, одержимо рівняння руху мас  $m_2$ ,  $m_p$  у такому

вигляді

$$\ddot{V}_2 + a_{21}\ddot{V}_2 + a_{22}V_2 = b_{21}\ddot{V}_1 + b_{22}\dot{F}_p. \quad (9)$$

$$\ddot{V}_4 + a_{41}\ddot{V}_4 + a_{42}V_4 = b_{41}\ddot{V}_1 + b_{42}V_1 - b_{43}\dot{F}_p - b_{44}\ddot{F}_p \quad (10)$$

Тут:

$$a_{21} = \frac{c_2 + c_3}{m_2} + \frac{c_3}{m_p}, \quad a_{22} = \frac{c_2 c_3}{m_2 m_p},$$

$$a_{41} = a_{21}, \quad a_{42} = a_{22},$$

$$b_{21} = \frac{c_3}{m_2}, \quad b_{22} = \frac{c_3}{m_2 m_p}, \quad b_{41} = \frac{c_2 c_3}{m_2 m_p},$$

$$b_{42} = \frac{c_3}{m_p}, \quad b_{43} = \frac{c_2 + c_3}{m_2 m_p}, \quad b_{44} = \frac{1}{m_p}.$$

Як бачимо, за своєю структурою рівняння (9), (10) відповідно співпадають з рівняннями (5), (6).

В другому випадку, якщо компенсатор віддалений від насоса, приймаємо  $c_2 = \infty$ . Рівняння руху і умова нерозривності потоку матимуть такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 &= c_1(S_1 - x_1) - c_2 x_2 \\ m_p \ddot{x}_4 &= c_1(S_1 - x_1) - F_p \end{aligned} \right\}. \quad (11)$$

$$x_1 = x_2 + x_3.$$

Після певних перетворень одержимо систему незалежних рівнянь, аналогічних (9), (10)

$$\ddot{V}_2 + a_{21}\ddot{V}_2 + a_{22}V_2 = b_{21}\ddot{V}_1 + b_{22}\dot{F}_p. \quad (12)$$

$$\ddot{V}_4 + a_{41}\ddot{V}_4 + a_{42}V_4 = b_{41}\ddot{V}_1 + b_{42}V_1 - b_{43}\dot{F}_p - b_{44}\ddot{F}_p \quad (13)$$

Тут:

$$a_{21} = \frac{c_1 + c_2}{m_2} + \frac{c_1}{m_p}, \quad a_{22} = \frac{c_1 c_2}{m_2 m_p},$$

$$a_{41} = a_{21}, \quad a_{42} = a_{22},$$

$$b_{21} = \frac{c_1}{m_2}, \quad b_{22} = \frac{c_1}{m_2 m_p}, \quad b_{41} = \frac{c_1 c_2}{m_2 m_p},$$

$$b_{42} = \frac{c_1}{m_p}, \quad b_{43} = \frac{c_1 + c_2}{m_2 m_p}, \quad b_{44} = \frac{1}{m_p}.$$

Отже, і в цьому випадку рух мас  $m_2$ ,  $m_p$  описується диференціальними рівняннями четвертого порядку типу (5), (6).

Приймаємо умову, що компенсатор повністю гасить пульсацію тиску рідини, тобто  $F_p = \text{const}$ . Виконання цієї умови є основним завданням компенсуючих пристроїв поршневих насосів.

При такій постановці задачі в правих частинах рівнянь (9), (10), (12), (13) залишаються члени, які залежать від швидкості руху рідини на виході з поршневої групи і другої похідної цієї швидкості, оскільки  $\dot{F}_p = \ddot{F}_p = 0$ .

Швидкість рідини на виході з насоса має вигляд [2]

$$\dot{S}_1 = V_1 = \frac{\omega}{f_n} (A_{\text{mil}} + \Delta A_i |\sin kt|),$$

де:  $\omega$  - кутова швидкість кривошипа;  $f_n$  - площа поперечного перерізу поршня;  $A_{\text{mil}}$  - мінімальна складова подачі рідини насосом;  $\Delta A_i$  - змінна складова подачі;  $k$  - кількість поршнів у насосі.

З врахуванням значення  $V_1$  рівняння руху рідини в напірній лінії матиме вигляд

$$\ddot{V}_4 + a_1 \ddot{V}_4 + a_2 V_4 = h_1 \sin k \varphi_1 + h_2. \quad (14)$$

Тут

$$h_1 = b_1 + b_2. \quad (15)$$

$b_1$  - коефіцієнт при  $\ddot{V}_1$ ;  $b_2$  - коефіцієнт при  $V_1$ .

Загальний розв'язок рівняння (14) має такий вигляд:

$$V_4 = A \sin p_1 t + B \cos p_1 t + C \sin p_2 t + D \cos p_2 t + M \sin k \varphi_1 + V_0. \quad (16)$$

Метою цих досліджень є визначення умов, при яких швидкість  $V_4$  рідини за компенсатором була б постійною.

Постійні інтегрування знаходимо з початкових умов при:

$$t=0, \quad V_4 = V_0, \quad \dot{V}_4 = \ddot{V}_4 = \ddot{\ddot{V}}_4 = 0.$$

Підставляємо в (16) і знаходимо

$$A = M \frac{k}{p_1} \left( \frac{p_1^2 - k^2}{p_1^2 - p_2^2} - 1 \right), \quad C = \frac{-Mk(p_1^2 - k^2)}{p_2(p_1^2 - p_2^2)},$$

$$M = \frac{h_1}{k^4 - a_1 k^2 + a_2}, \quad B = D = 0.$$

Таким чином, рівняння для визначення швидкості рідини за компенсатором матиме такий вигляд:

$$V_4 = M \frac{k}{p_1} \left( \frac{p_1^2 - k^2}{p_1^2 - p_2^2} - 1 \right) \sin p_1 t - \\ - M \frac{k}{p_2} \left( \frac{p_1^2 - k^2}{p_1^2 - p_2^2} - 1 \right) \sin p_2 t + M \sin k \omega t + V_0. \quad (17)$$

Для забезпечення постійної швидкості руху рідини за компенсатором повинна виконуватись така умова:  $M=0$ , або  $h_1=0$ . Враховуючи значення і знаки  $b_1$ ,  $b_2$ , можемо записати

$$b_1 = \frac{c_1 c_3 \omega^3 k^2}{m_p (c_1 + c_3) f_n} \Delta A_i, \\ b_2 = - \frac{c_1 c_2 c_3 \omega}{m_2 m_p (c_1 + c_3) f_n} \Delta A_i,$$

або з врахуванням (15):

$$\frac{c_1 c_3 \omega^3}{m_p (c_1 + c_3) f_n} \left( \frac{c_2}{m_2} - \omega^2 k^2 \right) \Delta A_i = 0$$

УДК 621. 532. 3

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ ПУЛЬСУЮЧОГО ГАЗОВОГО ПОТОКУ

Долішній Б.В.

ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, [teplo@ifdtung.if.ua](mailto:teplo@ifdtung.if.ua)

*Проведено исследование процесса теплообмена пульсирующего потока выхлопных газов дизельного двигателя на различных режимах работы. В результате обработки экспериментальных данных получены зависимости коэффициента теплоотдачи от характеристик пульсирующего потока, которые могут быть использованы при расчете теплообменников для утилизации теплоты выхлопных газов.*

На підприємствах нафтогазової галузі в даний час експлуатується значна кількість газомотокомпресорів (ГМК) типу 10ГК, 10ГКН, МК8. Під час їх роботи з відпрацьованими газами викидається велика кількість теплоти, яку доцільно утилізувати. Висока температура відхідних газів дещо спрощує завдання утилізації цієї теплоти.

Нижче наведена температура газу у випускному трубопроводі двигунів різних типів на номінальному режимі роботи, (°C):

Звідси знаходимо необхідні параметри компенсатора

$$\frac{c_2}{m_2} = \omega^2 k^2. \quad (18)$$

При виконанні умови (18) компенсатор працює як динамічний віброгасник. Аналізуючи одержаний результат, знаходимо, що при збільшенні маси  $m_2$  рідини в компенсаторі повинна зростати і його жорсткість або її еквівалент – тиск повітря.

### Література

1 Малько Б.Д., Смага Б.І. Рівняння руху гідравлічної системи насосної установки з компенсатором // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Буріння нафтових і газових свердловин. Випуск 33. – 1996. – С.145-150.

2 Малько Б.Д., Лівак І.Д., Лях М.М. Рівняння руху поршневого бурового насоса // Методи і засоби технічної діагностики: Матеріали XII міжнародної міжвузівської школи-семінару. – Івано-Франківськ, ІФДТУНГ, 1995. – С.175-180.

*Research has been done into the heat exchange process of exhaust gas pulsating flow of diesel engine at various operation regimes. The resulting experimental data showed the dependence of heat exchange coefficients on pulsating flow characteristics, which can be used when projecting heat exchangers for utilizing heat of exhaust gases.*

- газомотокомпресори без наддуву типу 10ГК – 410;
- газомотокомпресори з наддувом типу 10ГКН – 420;
- дизелі із прямохідно-клапанною продувкою – 360÷380;
- дизелі чотиритактні без наддуву – 360÷410;
- дизелі чотиритактні з наддувом – 380÷450.

Отже, температура відхідних газів всіх